Nakład 9.500 egzemplarzy.

№ 7. Warszawa, dnia 1 Lipca 1924 r. Rok II.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA FREDRY 2 M. 1.

Temperatura pary wylotowej w turbinach z przeciwprężnością.

Podał Inż. **Konstanty Smolaga.**

W celu przedstawienia zależności*) temperatury pary wylotowej z turbiny od ciśnienia i temperatury pary admisyjnej w formie bardziej ogólnej i więcej przejrzystej podaję następujące obliczenia, dokonane na podstawie tablic I—S.

I. 1) $p_1 = 12$ atm. abs.
2) $p_1 = 16$ „ „
3) $p_1 = 20$ „ „
4) $p_1 = 25$ „ „
} $t_1 = 320^0C$, $p_2 = 3{,}25$ atm. abs.

Dla tych warunków obliczam temperaturę pary wylotowej t_2, teoretyczną sprawność termiczną η_t, teoretyczne zużycie pary G_0 na 1 KM—godzinę oraz rzeczywiste zużycie pary G_e na 1 KM_e —godzinę. Sprawność wewnętrzną oraz mechaniczną przyjmuję we wszystkich czterech wypadkach jednakową, a mianowicie:

$$\eta_i = 0{,}686, \quad \eta_m = 0{,}97, \quad \text{a } \eta_e = 0{,}686\,.\,0{,}97 \sim 0{,}666.$$

To założenie nie jest ściśle, jednak dla celów praktycznych zupełnie wystarczające.

1) $i_1 = 737$ kal.; $i_2 = 665$ kal.; $i_1 - i_2 = 72$ kal.

Ze spadku cieplika, wyzyskanego w turbinie, i wynoszącego $72\,.\,0{,}686 \sim 49{,}4$ kal. otrzymuję na izobarze 3,25 atm. abs. temperaturę pary wylotowej $t_2 \sim 208{,}5^0C$. Przegrzanie: $208{,}5 - 135{,}5 = 73^0C$.

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1} = \frac{72}{737} \sim 0{,}0977 = 9{,}77\%.$$

$$G_0 = \frac{632{,}3}{72} \sim 8{,}77 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{8{,}77}{0{,}666} \sim 13{,}17 \text{ kg.}$$

2) $i_1 = 735$ kal.; $i_2 = 650{,}5$ kal.;
$i_1 - i_2 = 84{,}5$ kal.; $84{,}5\,.\,0{,}686 \sim 58$ kal.
$t_2 = 186^0C$; przegrzanie: $186 - 135{,}5 = 50{,}5^0C$.

$$\eta_t = \frac{84{,}5}{735} \sim 0{,}115 = 11{,}5\%.$$

$$G_0 = \frac{632{,}3}{84{,}5} \sim 7{,}48 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{7{,}48}{0{,}666} \sim 11{,}22 \text{ kg.}$$

3) $i_1 = 732{,}75$ kal.; $i_2 = 639{,}50$ kal;
$i_1 - i_2 = 93{,}25$ kal.; $93{,}25\,.\,0{,}686 \sim 64$ kal.
$t_2 = 170^0C$; przegrzanie: $170 - 135{,}5 = 34{,}5^0C$.

$$\eta_t = \frac{93{,}25}{732{,}75} \sim 0{,}1272 = 12{,}72\%.$$

$$G_0 = \frac{632{,}3}{93{,}25} \sim 6{,}78 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{6{,}78}{0{,}666} \sim 10{,}18 \text{ kg.}$$

*) Por. Technika Cieplna, 1924, st. 47—48.

4) $i_1 = 729{,}75$ kal.; $i_2 = 628$ kal.;
$i_1 - i_2 = 101{,}75$ kal.; $101{,}75\,.\,0{,}686 \sim 69{,}8$ kal.;
$t_2 = 152^0C$.; przegrzanie: $152 - 135{,}5 = 16{,}5^0C$.;

$$\eta_t = \frac{101{,}75}{729{,}75} \sim 0{,}1395 = 13{,}95\%.$$

$$G_0 = \frac{632{,}3}{101{,}75} \sim 6{,}21 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{6{,}21}{0{,}666} \sim 9{,}31 \text{ kg.}$$

Rezultaty obliczenia podaję w formie wykresów na rys. 4, 5 i 6. Krzywa I (rys. 4) przedstawia przegrzanie pary wylotowej z turbiny w funkcji ciśnienia admisyjnego. Z przebiegu krzywej wynika, że przy stałej temperaturze pary świeżej, przegrzanie pary wylotowej zmniejsza się ze wzrostem ciśnienia admisyjnego.

Krzywa I na rys. 5 przedstawia η_t w funkcji p_1.

Teoretyczne zużycie pary G_0 na 1 KM—godzinę przedstawia na rys. 6 krzywa I, a rzeczywiste zużycie G_e — —krzywa I'. Z przebiegu krzywych na rys. 4, 5 i 6 wynika, że chcąc otrzymać parę wylotową o małem przegrzaniu wraz z odpowiednią sprawnością obiegu oraz małem zużyciem pary na 1 KM—godzinę, należy projektować turbiny pracujące z przeciwprężnością na możliwie wysokie ciśnienie wylotu, w granicach obecnie stosowanych, t. j. około 25 atm. abs., przy wysokiej temperaturze przegrzania.

Aby jeszcze uwydatnić wpływ temperatury pary świeżej na temperaturę pary wylotowej oraz na η_t i G_0, podaję drugą serję obliczeń dla innej temperatury t_1, a reszty warunków takich samych jak poprzednio.

II. 1) $p_1 = 12$ atm. abs.
2) $p_1 = 20$ „ „
3) $p_1 = 20$ „ „
4) $p_1 = 25$ „ „
} $t_1 = 290^0C$, $p_2 = 3{,}25$ atm. abs.

1) $i_1 = 721{,}75$ kal.; $i_2 = 653{,}75$ kal.;
$i_1 - i_2 = 68$ kal.; $68\,.\,0{,}686 \sim 46{,}6$ kal.
$t_2 \sim 182{,}5^0C$; przegrzanie: $182{,}5 - 135{,}5 = 47^0C$.

$$\eta_t = \frac{68}{721{,}75} \sim 0{,}0942 = 9{,}42\%.$$

$$G_0 = \frac{632{,}3}{68} \sim 9{,}3 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{9{,}3}{0{,}666} \sim 13{,}95 \text{ kg.}$$

2) $i_1 = 719{,}25$ kal.; $i_2 = 639{,}50$ kal.
$i_1 - i_2 = 79{,}75$ kal.; $79{,}75\,.\,0{,}686 \sim 54{,}75$ kal.;
$t_2 = 161^0C$; przegrzanie: $161 - 135{,}5 = 25{,}5^0C$.

$$\eta_t = \frac{79{,}75}{719{,}25} \sim 0{,}1109 = 11{,}09\%.$$

$$G_0 = \frac{632,3}{79,75} \sim 7,93 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{7,93}{0,666} \sim 11,9 \text{ kg.}$$

3) $i_1 = 716,25$ kal.; $i_2 = 628$ kal.;
$i_1 - i_2 = 88,25$ kal.; $88,25 . 0,686 \sim 60,6$ kal.;
$t_2 = 143,5^0$C; przegrzanie: $143,5 - 135,5 = 8^0$C.

$$\eta_t = \frac{88,25}{716,25} \sim 0,1231 = 12,31\%.$$

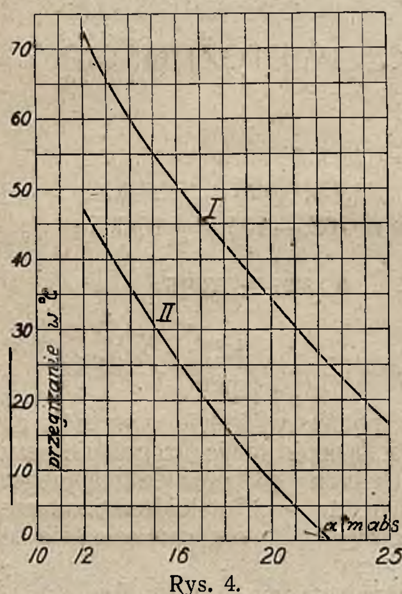
$$G_0 = \frac{632,3}{88,25} \sim 7,16 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{7,16}{0,666} \sim 10,75 \text{ kg.}$$

4) $i_1 = 712,75$ kal.; $i_2 = 615,75$ kal.; $i_1 - i_2 = 97$ kal. $97 . 0,686 \sim 66,6$ kal.; tu otrzymuję przy wylocie parę nasyconą (w pobliżu krzywej granicznej).

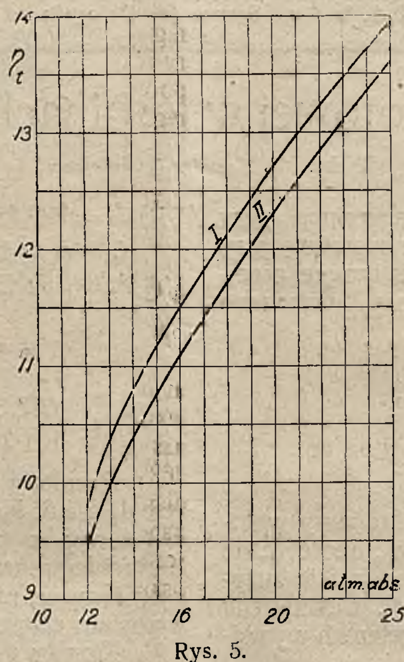
nika z rys. 3 (por. *T. C.* str. 48). Z tych względów nie można polecać stosowania regulacji jakościowej do turbin z przeciwprężnością*).

W takich wypadkach stosować należy regulację ilościową. Jeżeli zaś regulacji czysto ilościowej nie można zastosować, należy dążyć do regulacji, któraby była możliwie zbliżona do regulacji ilościowej.

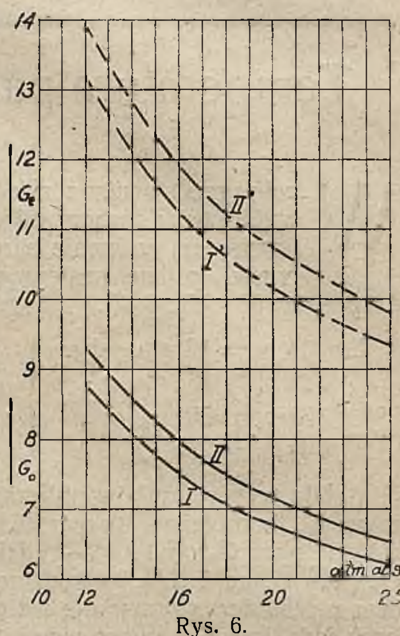
Regulacja ilościowa polega na samoczynnem zamykaniu i otwieraniu poszczególnych dysz. Przy obciążeniu normalnem będą np. całkowicie otwarte wszystkie dysze; przy $^1/_2$ normalnego obciążenia będzie całkowicie otwarta połowa dysz, reszta będzie zamknięta. Przy takiej regulacji unikamy zupełnie dławienia pary, a więc zużycie pary i temperatura pary wylotowej pozostają przy zmniejszającem się obciążeniu prawie bez zmiany. Na zwiększenie zużycia pary na 1 KM—godzinę przy niezupełnem obciążeniu będzie w tym wypadku wpływać jedynie wentylacja. Wadą tej regulacji jest okoliczność, że posiada ona małe granice zastosowania. Można ją, mianowicie, stosować wyłącznie w tych jedynie wypadkach, kiedy pierwszy stopień ciśnienia posiada dysze, a więc w jednostopniowych turbinach akcyjnych, w turbinach Curtis'a lub w turbinach mniejszej mocy kombinowanych z kołem Curtis'a.



Rys. 4.



Rys. 5.



Rys. 6.

$$\eta_t = \frac{97}{712,75} \sim 0,136 = 13,6\%.$$

$$G_0 = \frac{632,3}{97} \sim 6,52 \text{ kg.}; \quad G_e = \frac{6,52}{0,666} \sim 9,79 \text{ kg.}$$

Wyniki tych obliczeń przedstawiają na rys. 4, 5 i 6 krzywe II albo III. Z porównania krzywych I albo I' z krzywemi II albo II' wynika, że przy niższej temperaturze pary świeżej przegrzanie pary wylotowej jest mniejsze, jednak sprawność obiegu jest gorsza i zużycie pary na 1 KM—godzinę większe.

Stosowana często przy turbinach z przeciwprężnością regulacja jakościowa wpływa na temperaturę pary wylotowej w ten sposób, że przy dławieniu temperatura pary wylotowej wzrasta.

Regulacja jakościowa polega na tem, że para doprowadzana jest do pierwszych kierownic, względnie dysz, przez jeden tylko zawór, który jest połączony z regulatorem zapomocą układu dźwigni albo bezpośrednio (przy turbinach mniejszej mocy do 400 KW), albo (w turbinach o większej mocy) zapomocą serwomotoru oliwnego. Działanie takiej regulacji jest następujące. Przy przeciążeniu turbiny liczba obrotów zmniejsza się; wtedy pochwa regulatora otwiera zawór więcej niż normalnie. Do turbiny dostaje się więcej pary. Przy obciążeniu mniejszem od normalnego liczba obrotów wzrasta, wtedy pochwa regulatora przymyka zawór i wskutek zmniejszenia wolnego przekroju powstaje dławienie pary. Liczba obrotów wraca do poprzedniej normy. Dławienie pary ma ten skutek, że zużycie pary na 1 KM—godzinę wzrasta w następujący sposób. Dla turbiny o mocy 1100 KW przy $^3/_4$ normalnego obciążenia zużycie pary na 1 KM—godzinę zwiększy się około 8%, a przy $^1/_2$ normalnego obciążenia — około 20%. Jednocześnie temperatura pary wylotowej wzrasta, jak to wy-

W turbinach o większej mocy, nawet w turbinach posiadających w pierwszym stopniu dysze, (np., w turbinach kombinowanych z kołem Curtis'a), regulacja ta już nie może mieć zastosowania z powodu trudności konstrukcyjnych i dużych kosztów wykonania (duża ilość pary, a więc i duża ilość dysz, skomplikowany aparat regulacyjny). W tym wypadku stosuje się regulację kombinowaną, polegającą na tem, że parę doprowadza się do pierwszych kierownic, względnie dysz, nie przez jeden zawór, jak przy regulacji jakościowej, lecz przez 3 lub 4, a nawet 5 zaworów samoczynnych (przy większych turbinach). W każdym z tych wypadków musi być jeszcze jeden dodatkowy zawór ręczny do przeciążania turbiny. Działanie takiej regulacji jest następujące. Przypuśćmy, że turbina posiada trzy zawory samoczynne i jeden ręczny do przeciążania. Wtedy pierwsze

*) „Wytwórcy turbin parowych bardzo często nie zdają sobie sprawy z warunków, w jakich silniki te pracować mają. Jako turbiny np. pracujące z przeciwprężnością pary, której używa się do ogrzewania pośredniego, oferują turbiny reakcyjne, (Parsons, Ljungström), wymagające regulacji jakościowej zapomocą dławienia pary, lub inne typy turbin z taką regulacją. W praktyce regulacja ta w powyższych wypadkach naraża właściciela turbiny na wielkie straty, które powiększają się znacznie o ile silnik nie jest całkowicie obciążony, gdyż z powodu dławienia pary powstaje para przegrzana, nieodpowiednia do ogrzewania pośredniego. (Patrz art. inż. Dąbrowskiego „*Technika Cieplna*" № 5 i 6 z rb.). *(Przyp. Red.)*

kierownice, względnie dysze podzielone są na cztery niezależne odcinki w ten sposób, że każdy z nich obsługiwany jest przez jeden tylko zawór i z żadnego innego zaworu para do tego odcinka przedostać się nie może.

A więc przy obciążeniu od 0 do $^1/_3$ otwarty będzie jeden zawór, a pozostałe będą zamknięte; przy obciążeniu od $^1/_3$ do $^2/_3$—dwa zawory otwarte, a przy obciążeniu od $^2/_3$ do $^3/_3$—trzy zawory otwarte. Dopiero przy przeciążeniu otwiera się ręcznie czwarty zawór).

Dławienie zachodzi i przy tej regulacji, a powstaje ono dlatego, że w zależności od obciążenia jeden zawór może być tylko częściowo otwarty przy całkowitem otwarciu innych zaworów. Przy tej regulacji jednak dławienie jest znacznie mniejsze niż przy czystej jakościowej regulacji, ponieważ dławieniu ulega jedynie część pary (dławienie może zachodzić tylko w jednym zaworze).

Zwiększenie zużycia pary na 1 KM—godzinę przy zmniejszającem się obciążeniu dla turbiny o mocy 1100 KW można ocenić następująco.

Przy $^3/_4$ normalnego obciążenia zużycie będzie większe o $\sim$ 3%, a przy $^1/_2$ normalnego obciążenia o $\sim$ 8%.

Temperatura pary wylotowej również będzie wyższa niż przy obciążeniu normalnem, jednak mniej będzie wzrastać niż przy czystej regulacji jakościowej.

Powracając do naszych obliczeń widzimy istotnie, że o ile w przykładzie II zdławić parę świeżą z 16 atm. ats. na 10 atm. abs. (rys. 3, przebieg linjami przerywanemi), to adjabatyczny spadek cieplika wyniesie 56,75 kal. Przyjmując sprawność wewnętrzną jak w przykładzie II przy pracy bez dławienia t. j. $\eta_i = 0,675$, spadek wykorzystany wyniesie $0,675 . 56,75 \sim 38,3$ kal., a $t_2 = 173^0$C (rys. 3, punkt C), czyli przegrzanie: $173—135,5 = 37,5^0$C. Przy pracy bez dławienia przegrzanie wynosiło $10,5^0$C. W rzeczywistości przegrzanie przy tem zdławieniu będzie jeszcze wyższe, ponieważ sprawność wewnętrzna η_i zmniejszy się.

Jak z powyższego wynika należy unikać stosowania regulacji jakościowej, która oprócz zwiększenia zużycia pary na 1 KM_e —godzinę przy zmniejszającem się obciążeniu podnosi temperaturę pary wylotowej, a stosować natomiast regulację ilościową lub regulację możliwie zbliżoną do niej.

Tłokowe maszyny parowe z przeciwprężnością.

Pod. R. **Biedrzycki**, inż. Stow. Doz. Kotł. w Warszawie i **M. Knabe**, inż.

W celu zmniejszenia rozchodu pary na maszynę parową, czyli wydatków na węgiel, zaczęto już przed 30 laty stosować przegrzewanie pary. Szerszemu zastosowaniu pary przegrzanej stały na razie na przeszkodzie smary, używane do maszyn. Dzięki jednak produkowaniu coraz lepszych gatunków smarów mineralnych o wysokim punkcie zapłonienia, można było stosować wyższe temperatury pary, dochodzące do 350^{0}C u wlotu do cylindra.

Korzyści jakie daje przegrzewanie pary, polegają na zmniejszeniu strat na wstępne skraplanie pary przy wlocie do cylindra. Pozatem występują one wyraźnie z wzoru zależności współczynnika sprawności cieplnej od temperatur

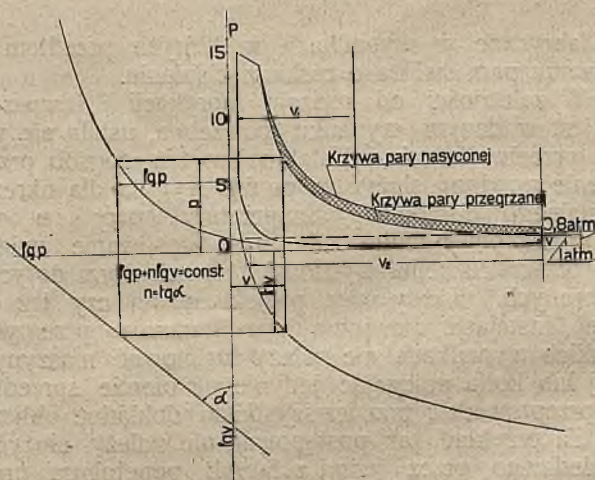
$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$$

gdzie T_1—oznacza temperaturę początkową, T_2—temperaturę końcową procesu. Kres obniżenia temperatury pary przy wylocie z cylindra maszyny parowej został już osiągnięty i w tym kierunku nie można przewidywać dalszego postępu. Wysiłki nasze zwrócone są w kierunku wykorzystania energji cieplnej, zawartej w parze wylotowej w inny sposób o czem będzie mowa poniżej, oraz w kierunku podniesienia górnej granicy czyli temperatury wlotu przez podniesienie ciśnienia wlotu i przez przegrzewanie pary.

Otrzymane dotychczas z przegrzewania pary rezultaty dają możność przyjąć w przybliżeniu, że w granicach stosowanego obecnie przegrzewania, każde 6^{0}C daje 1% oszczędności w zużyciu pary na KM w maszynach ze skraplaczem.

Licząc na zmniejszenie rozchodu pary, a więc i paliwa w miarę zwiększenia przegrzania nie należy się jednak łudzić, że przez zmniejszenie ilości zużywanej na KM. pary, moc maszyny po zastosowaniu przegrzania bez odpowiedniej zmiany stawideł się powiększy.

Objętościowo (rys. 1) ta sama ilość pary przegrzanej daje przy rozprężeniu pracę mniejszą niż para nasycona. Pamiętać bowiem należy, że 1 kg. pary o ściśle określonem ciśnieniu, w miarę przegrzewania, czyli zwiększania jego wartości cieplnej, nieproporcjonalnie zwiększa swoją objętość, a więc 1 m^3 pary przegrzanej posiada mniejszą wartość cieplną niż 1 m^3 pary nasyconej pod takiem samem ciśnieniem, naprz. przy 10 atm. 1 m^3 pary nasyconej 3342 cal. przy przegrzaniu do 350^{0}C zaledwie 2622 cal. W cylindrze maszyny parowej mamy do czynienia jedynie z objętościami, gdyż regulator wyznacza napełnienie, czyli objętość pary w granicach przytem ściśle określonych i nieprzekraczalnych. W regulatorach osiowych np. zwykle stosowana jest dokładna regulacja



Rys. 1.

w granicach od 10% do 50% napełnienia; powyżej tej granicy regulator staje się astatyczny.

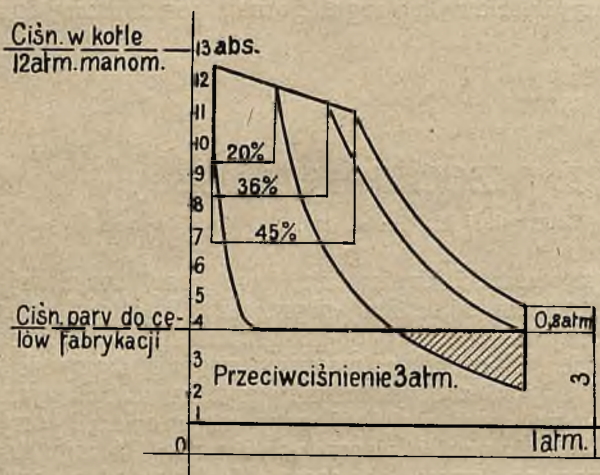
Za przykład przykrej omyłki jaka powstała skutkiem nieuwzględnienia powyższych własności pary wodnej, służyć może pewna większa instalacja, wykonana przed samą wojną, składająca się z kotłów z przegrzewaczami i z maszyny dwucylindrowej, połączonej z odpowiedniem generatorem. Maksymalna moc tej maszyny podana była przez dostawcę na 750 KM. przy parze nasyconej.

Okazało się, że po zastosowaniu pary przegrzanej osiągnięta moc maksymalna wyniosła zaledwie 610 KM, wobec czego generator nie mógł być należycie wyzyskany. Nie było to skutkiem konstrukcyjnej wady maszyny lecz następstwem właściwości pary przegrzanej co staje się zrozumiałem z rys. 1, na którym przedstawione jest zrankinizowany wykres dla pary nasyconej i prze-

grzanej przy jednakowem napełnieniu. W rezultacie otrzymamy około 18% zmniejszenia mocy*).

W maszynach z kondensacją lwia część skrytego ciepła pary, nie może być wyzyskana. Wobec sztucznego, bezużytecznego, jej skraplania ciepło to idzie na marne. Oddawna już starano się część tego ciepła wyzyskać, ustawiając w tym celu pomiędzy cylindrem niskiego ciśnienia a kondensatorem podgrzewacze powietrza (np. dla suszarni) lub wody do różnych celów. Nie wszędzie jednak potrzebne są znaczne ilości podgrzanego powietrza lub wody o niewysokiej temperaturze i w tych wypadkach nieraz wypada zrzec się skraplania pary wylotowej, czyli jak najdalej idącego wykorzystania energji cieplnej pary bezpośrednio w cylindrze maszyny parowej, lecz przeciwnie sztucznie wytwarzać przeciwciśnienie.

Zwiększenie przeciwciśnienia pozwala mniej ciepła zamienić na pracę mechaniczną. Za to jednak można całą ilość ciepła pozostałego w parze odlotowej zużyć na



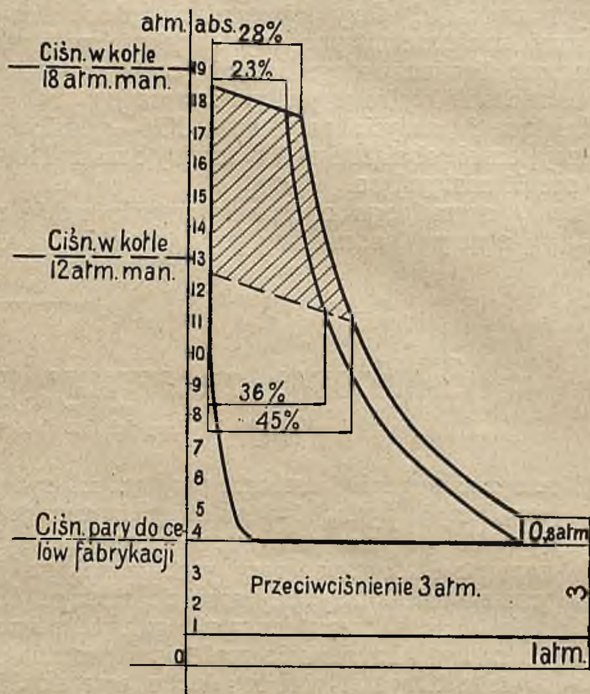
Rys. 2.

cele fabryczne w wypadkach w których przedtem była stosowana para świeża o niskiem ciśnieniu.

W zależności od rodzaju fabrykacji i temperatury, jaka jest w danym wypadku potrzebna, ustala się wysokość przeciwciśnienia. Ustalone w ten sposób przeciwciśnienie powinno służyć za punkt wyjścia dla określenia minimalnego ciśnienia i temperatury pary u wlotu oraz wymiarów cylindra maszyny. Stosowanie zwiększonego przeciwciśnienia wychodzi z ramek norm dotychczas stosowanych. Każdy więc projekt nowej czy też odnawianej instalacji powinien być starannie przemyślany. W takich wypadkach nie należy instalować maszyny parowej lub kotła polegając jedynie na ofercie sprzedawcy, lecz przeprowadzić przedewszystkiem dokładne obliczenie.

Za przykład jak postępować nie należy, służyć może niedawno przez jedną z fabryk popełniona omyłka. Do celów fabrykacyjnych potrzebna była para o ciśnieniu 3 atm. man. Zamówiono więc maszynę na stałe przeciwciśnienie 3-atm. Fabryka budująca kotły ofiarowała jednocześnie kocioł taki jaki prawdopodobnie miała w danej chwili na składzie, czyli kocioł na 12 atm.

Rys. 2 przedstawia następstwa tej omyłki. Przy ciśnieniu wlotu 12,5 atm. abs., podanym spadku ciśnienia wlotu i uwzględniając, że końcowe ciśnienie linji rozprężania pary przy *normalnem* obciążeniu wynosić powinno 0,8 atm. ponad przeciwciśnienie, otrzymamy napełnienie dla maszyny 45%. Produkcja o której mowa związana jest z bardzo znacznemi wahaniami obciążenia. Tymczasem przy zmniejszeniu się obciążenia zaledwie o 14%, co odpowiada napełnieniu 36% otrzymujemy, jak widać z wykresu, koniec rozprężania na linji przeciwciśnienia. Przy dalszym zaś spadku obciążenia powstają wykresy z pętlicą, czyli nieprawidłowe. Przy 20% napełnienia, ujemna praca stanowi już 18% pożytecznej. Z dru-



Rys. 3.

giej strony, przy nieznacznem nawet stosunkowo zwiększaniu obciążenia maszyny (11%), napełnienie szybko wzrasta i przekracza granice dokładnej pracy regulatora, co ze względu na prawidłowy bieg fabryki jest niedopuszczalne. Wynika ztąd, że prawidłową pracę maszyny 400 KM. otrzymujemy zaledwie w granicach wahań, na ± 50 KM. Dalsze zwiększenie obciążenia jest wykluczone, instalacja jest wadliwie zaprojektowana. Wyłania się zapytanie jak należało wykonać taką instalację odpowiednio do potrzeb fabryki i do wymagań techniki?

Przeglądając wykres i wychodząc z końcowego ciśnienia linji rozprężania się pary w cylindrze, które jak nadmieniono, powinno wynosić 3,8 atm. man., widzimy że dopiero przy ciśnieniu 18 atm. man. w kotle otrzymamy przy normalnej pracy maszyny 28% napełnienia (Patrz. rys. 3).

Porównywując oba wykresy przy 12 i 18 atm. man. ciśnienia wlotu, widzimy, że 1 kg. pary przy 18 atm. i przy tej samej temperaturze pary u wlotu da o 42% większą moc, aniżeli przy 12 atm. Nietylko więc lepsze będzie wyzyskanie energji cieplnej, ale i cylinder maszyny wypadnie mniejszy, a ciśnienie na trzon tłokowy, panewki i bagnet pozostanie prawie bez zmiany. Pozatem, przyjmując 28% jako napełnienie przy obciążeniu normalnem, mamy możność zwiększenia mocy maszyny o 45% w granicach dokładnej pracy regulatora, a nie o 11% jak to ma miejsce w wypadku poprzednim.

Reasumując powyższe zestawienia, widzimy, że zagadnienie stosowania wysokich ciśnień, przegrzewania pary i przeciwciśnień są dość złożone i wymagają szczegółowych rozważań, wobec czego ostatecznej decyzji w sprawie układu nowych zespołów nie należy składać w ręce ludzi posiadających li tylko zdolności akwizycyjne, tłumiące nieraz względy natury technicznej.

---

*) Dla orjentacji i przypomnienia Sz. Czytelnikom sposobu wykreślania krzywych rozprężania pary uwidoczniliśmy go na tabl. I, a więc jak widzimy rozprężenie pary odbywa się w/g. wzoru politropy w której $pv^n = const.$ Logarytmując więc wzór powyższy otrzymamy.

$lgp + nlgv = const.$ Jest to, jak wiemy, równanie prostej w rzędnych „lgp" i „lgv", gdzie „n" jest to tangens kąta „α" pochylenia tej prostej.

Dla pary nasyconej wykładnik „n" równa się jedności, czyli kąt α — 45⁰, a polytropa jest hyperbolą. W miarę przegrzewania pary wykładnik „n" staje się większy od jedności, dochodząc w praktyce do wielkości 1,2 a więc kąt α do 50⁰.

O warunkach bezpieczeństwa pracy kotłów niskoprężnych.

Podał Inż. Technolog **BOLESŁAW GRABOWSKI** Inż. Stow. Doz. Kotłów w Poznaniu

Odczyt wygłoszony na Zjeździe Inżynierów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Poznaniu w dniu 23-II-1924.

Kiedy kotły niskoprężne podlegają dozorowi. — Zastosowanie praktyczne punktów b) i c) § 1. Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8-XI-1921 r. — Wnioski.

Wydział Przemysłowy Województwa Pomorskiego zlecił nam dozór szeregu kotłów niskoprężnych, znajdujących się w budynkach rządowych, sądząc, że kotły te podlegają obowiązującym przepisom.

Przy sprawdzeniu okazało się, że znaczna część kotłów używana jest do centralnego wodnego ogrzewania, mniejsza zaś ich ilość zakwalifikowana została jako kotły parowe niskoprężne, żeliwne.

Przy stwierdzaniu typu mieliśmy pewne trudności, które nasunęły mi myśl, że omówienie warunków w jakich kocioł parowy niskoprężny nie podlega dozorowi może mieć pewne znaczenie. Może to być pożyteczne chociażby i z tego względu, że po ustaleniu się naszej waluty conajmniej 90% kotłów niskoprężnych będą po prawie 9-cio letniej nieczynności uruchomione i niejednokrotnie orzekać wypadnie, czy dany kocioł jest rzeczywiście niskoprężnym w znaczeniu przepisów o kotłach parowych. Za czasów niemieckich Grudziądzki Oddział Stow. Doz. Kotłów dozorował szereg kotłów niskoprężnych, w Piotrogrodzie Stowarzyszenie Dozoru Kotłów urządzało nawet specjalne wykłady dla swoich inżynierów o kotłach niskoprężnych już w roku 1912/13. Piotrogród i Moskwa rosły jak na drożdżach. Omal w każdym nowobudującym się gmachu stosowano kotły niskoprężne do ogrzewań centralnych — Stowarzyszenia Dozoru Kotłów zwróciły na to baczną uwagę i zaczęły przyjmować pod dozór kotły niskoprężne na warunkach urządzeń domowych prywatnych właścicieli i Zarządów miast.

Rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8/XI 1921 r. usuwa z pod obowiązujących przepisów:

a) Kotły parowe połączone bezpośrednio z atmosferą zapomocą rury w wodę zanurzonej, mającej niemniej niż 100 m/m średnicy w świetle i nie więcej niż 5 m. wysokości, licząc od najniższego dopuszczalnego poziomu wody w kotle o ile długość całkowita rury nie przekracza 15 mtr., zaś rura sama nie ma żadnego zawieradła lub innych urządzeń do oddzielania wnętrza kotła od atmosfery.

b) Takie kotły, w których urządzenia ochronne jakkolwiek różnią się od wyżej opisanego, lecz w rzeczywistości spełniają to samo zadanie t. j. nie dopuszczają do wytworzenia w kotle pary o ciśnieniu wyższem niż 0,5 atm. ponad atmosferyczne i wymiarami swemi odpowiadają wielkości powierzchni ogrzewalnej.

Przechodząc do rozpatrzenia punktu a) należy zwrócić uwagę na to, że w przeciągu 23-letniej praktyki inżynierskiej nie udało mi się widzieć ani jednego kotła niskoprężnego, w którym zastosowany by był bezpiecznik wskazanego w punkcie a) typu. Jest to urządzenie niepraktyczne i drogie w wykonaniu. Charakterystyczną jest ta okoliczność, że nasze przepisy wzorowane są w tej kwestji widocznie na przepisach austryackich; istotnie rozporządzenie Ministra Handlu z dnia I-X-1875 roku z uwzględnieniem uzupełnień aż po rok 1899 wymaga, aby średnica rury ochronnej miała w świetle niemniej niż 100 m/m, podczas

-Zestawienie-

średnie rur ochronnych stosowanych dla kotłów niskoprężnych w poszczególnych państwach.

Powierzchnia ogrzewalna w m²	1	2	3	4	5	6	7,5	8,5	10	11,5	13	więcej niż 13	do 30	do 50	więcej niż 50	Ciśnienie maxymal. atm.
Średnice wewn. rur w mm. — Badenja-Prusy Wűrtembergja	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80				0,5
Rosja		25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75 lub 80				0,53 0,5
Niemcy.	22	30	37	43	48	52	58	62	67	72	76					0,5
Bawarja.	minim 30	34	42	48	54	59	66	70	76	82	87					0,5
Belgja	minimum 38							40,3	43,7	46,9	49,9					0,25
Austrja	51 do 15 m² pow. ogrzewalnej												70	80	100	0,5
Szwajcarja.	75															0,5
Projekt Poznańskiego Stow. dozoru nad kotłami parowymi Oddział w Grudziądzu	Rury gazowe — Średnica wewn. w cal. ang. nominalna, w mm rzeczywista						Rury patentowe — Średnica zewnętrzna w cal. ang. – wewnętrzna w mm. (rzeczyw.)									
	1¼"		1½"		2"		2½"	3"		3¼"		3½"				0,5
Średnice rur ochronnych	35		40,5		52		57,5	70		76,5		82,5				

-Zestawienie-

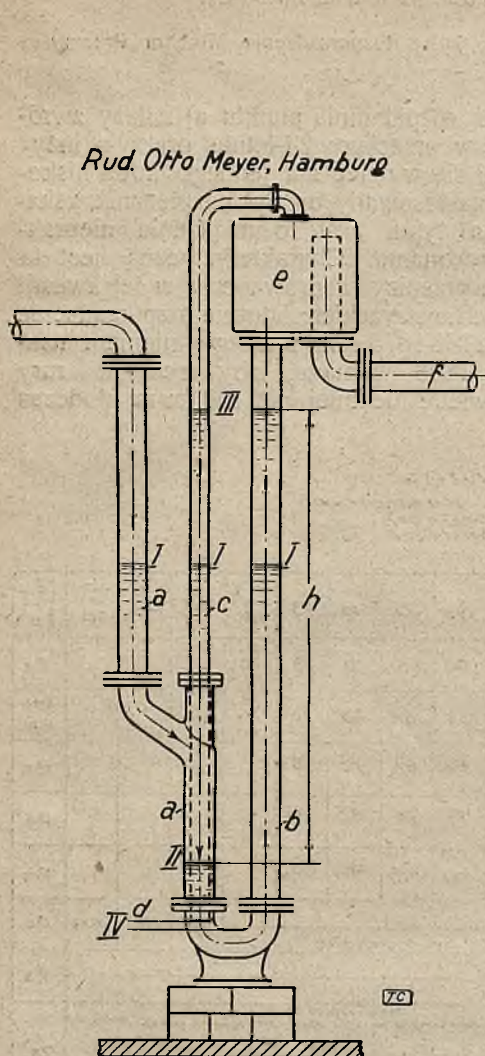
przyjętych norm wyrażających ilość qmm przekroju rur ochronnych przypadającą na 1 qm pow. ogrzew. kotła

Powierzchnia ogrzew. kotła w qm	1	2	3	4	5	6	7,5	8,5	10	11,5	13
Badenja Prusy Wűrtembergja	491	353	320	314	318	328	316	333	332	334	339
Rosja		245	235	240	251	265	252	279	282	288	295
Niemcy	350										
Bawarja	700 minimum	450									
Belgja	1134	567	378	284	227	189	150				
Austrja	2043	1021	682	510	408	341	273	240	204	178	157
Szwajcarja	4418	2209	1472	1105	883	736	588	520	441	383	340
Projekt Pozn. Stow. Dozoru Kotłów oddział Grudziądz	962	480	430	320	425	355	346	453	385	400	353

Rys. 1.

gdy nawet przepisy rosyjskie początkowo wymagały, aby ta sama rura miała zgodnie z roporządzeniem Ministra Finansów z dnia 30 lipca 1890 r. w świetle $3^1/_2$" t. j. 89 m/m, ostatnio zaś uzupełnione rozporządzenie Ministra Finansów

z dnia 30-VII-1890 ogłoszone także w rosyjskiem 9 i 10 wydaniu „Hütte" było dostosowane do niemieckich, które zadawalniają się prześwitem 80 m/m.

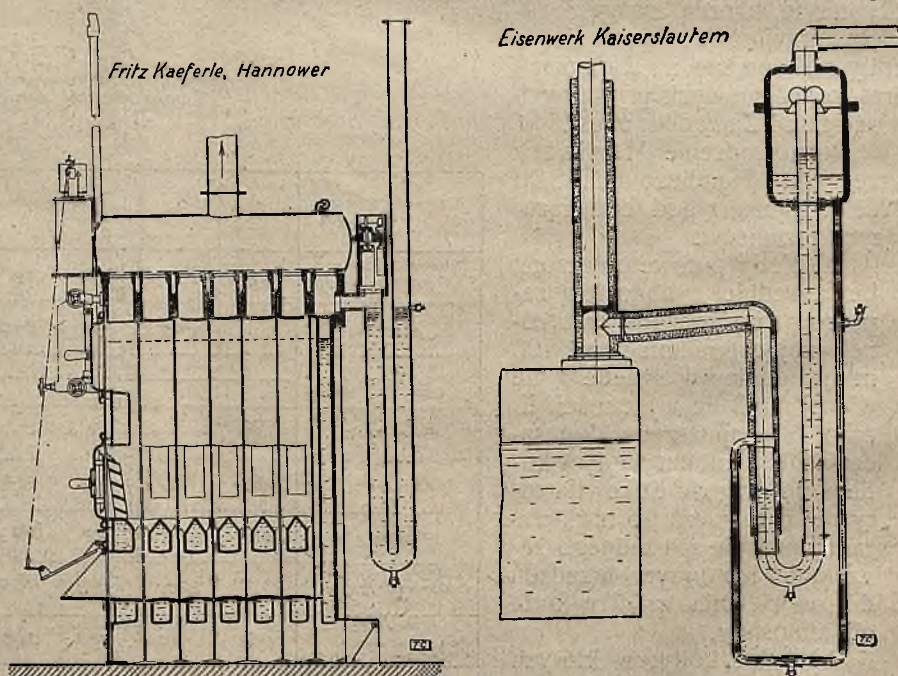


Rys. 2.

Przekrój rur ochronnych mających początek swój w wodnej przestrzeni kotła niskoprężnego, wymagany przez przepisy niemieckie różni się od przekroju takich rur, wykonanych według przepisów polskich prawie o 55%. Należy zwrócić uwagę, iż według przepisów polskich długość całkowita omawianej rury ochronnej*) może wynosić 15 metrów, podczas gdy przepisy niemieckie przewidują tylko długość 5 metrową.

Ciekawe rozwiązanie znalazło omawiane urządzenie ochronne w Finlandji, gdzie odnośny ustęp rozporządzenia Senatu Finlandzkiego brzmi. „Za zamknięty kocioł nie może być uznawany taki kocioł, który posiada wychodzącą z wodnej przestrzeni kotła rurę odkrytą o wysokości najwyższej 10 metrów i o średnicy conajmniej 80 m/m. czyli, że za niskoprężne kotły w Finlandji mogą być uznawane takie, których prężność sięga 2 atm. absolutnych. Co się tyczy urządzeń ochronnych kotłów niskoprężnych odpowiadających punktowi b), przepisy nasze mówią o nich głucho i ogólnikowo, iż wymiary powinny odpowiadać wielkości powierzchni ogrzewalnej. Należy zaznaczyć, iż jak wspomniano wyżej rur ochronnych odpowiadających punktowi a) nikt nie stosuje, natomiast wszystkie urządzenia ochronne kotłów niskoprężnych stosowane w praktyce można odnieść do punktu b) z którego treści nikt nic praktycznego zaczerpnąć nie może, gdyż przy ustawieniu dajmy na to, kotła niskoprężnego o powierzchni ogrzewalnej 6 m², przedsiębiorca nie wie co ma zrobić, ażeby uniknąć dozoru kotłowego i jednocześnie nie zatrzymywać uruchomienia urządzenia względnie przedsiębiorstwa. Wobec ogólnego obniżenia poziomu technicznego firm instalacyjnych należy przypuszczać że nawet ci, co kiedyś produkowali należycie i wiedzieli jak to należy robić, obecnie zmuszeni konkurencją grasujących na terenie Rzeczypospolitej nowopowstałych „firm" stosują nieodpowiednie wymiary urządzeń ochronnych—brak zaś wszelkich wskazówek praktycznych i norm w danej kwestji w rozporządzeniu Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 8-XI-21 r. utrudnia kontrolę, obniżając w ten sposób stopień bezpieczeństwa publicznego, bo nie zawsze jest pod ręką specjalista, którýby mógł wydać opinję fachową.

Że tak jest rzeczywiście i że rozwój naszego przemysłu na tem cierpi dowodzi fakt, jaki miał miejsce w Grudziądzu. Pewna firma zakładając fabrykę korków w miejscowym domu karnym musiała dla celów fabrykacji ustawić kocioł parowy: kocioł kupiono i nie wiele myśląc postanowiono ustawić go w suterenach budynku więziennego, w którym zdecydowano pomieścić fabrykę, mającą zatrudniać około 100 ludzi. Był to budynek dwupiętrowy poklasztorny, jeszcze z czasów polskich ze sklepieniami w suterenach. Oczywiście, że o ustawieniu w suterenach w takich warunkach kotła parowego wysokoprężnego nie mogło być mowy. Więc ostatecznie okazało się, że maszyny dla wyrobu korków są sprowadzone, odpowiednia kora jest, kocioł już kupiony, na nieszczęście istnieje jednak Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Poznaniu ze swym oddziałem w Grudziądzu, które mówi, że nie można tam ustawić kotła parowego wysokoprężnego. Nikt się w takich wypadkach niechce liczyć z jakiemiś przepisami.



Rys. 3.

*) razem z jej częścią pozioma *(Przyp. Redakcji).*

Mając za zadanie śpieszyć z pomocą przemysłowi na podstawie zapoznania się z fabrykacją korków wyjaśniliśmy, że znaczniejsze ciśnienie nie jest w tym wypadku potrzebne i że wystarczy utajone ciepło pary. Sprawa załatwiona została w ten sposób, że kupiony kocioł wysokoprężny zbudowany na 6 atm. obrócono na niskoprężny o ciśnieniu 0,15 Atm., zastosowując urządzenie ochronne, odpowiadające punktowi b) naszych przepisów przy jednoczesnem zastosowaniu norm pruskich wobec braku polskich.

Niezrozumiałą jest rzeczą dlaczego nasze przepisy kotłowe są tak ogólnikowe. Wobec bogatego materjału, opartego na doświadczeniu Państw ościennych należałoby tylko umiejętnie skorzystać z gotowego doświadczenia i materjału, mając przytem do rozporządzenia szereg danych okupionych doświadczeniem, okupantów.

Przed wyjaśnieniem jakie urządzenia ochronne stosują nasi najbliżsi sąsiedzi w myśl punktu b) naszych przepisów, chciałbym zwrócić uwagę na przepisy istniejące w tej dziedzinie u naszych sprzymierzeńców, francuzów i belgijczyków. Odpowiedni ustęp dekretu Prezydenta Republiki Francuskiej z dnia 9-X-1907 r. brzmi. „Niepodlegają dekretowi o kotłach parowych:

Kotły parowe wszelkiej pojemności, które posiadają niezawodne urządzenie zabezpieczające od przekroczenia efektywnego ciśnienia pary 300 gramów na cm² pod warunkiem, że taki kocioł jest zaopatrzony w tabliczkę z napisem: „Nie podlega rozporządzeniu z dnia 9-X-1907 r.“ i pod warunkiem wskazania maximum ciśnienia na jakie kocioł został przeznaczony. Wytwórnie powinny najpóźniej w końcu miesiąca złożyć raport urzędowy o ilości wyprodukowanych kotłów, które odpowiadają wyżej wyłuszczonym warunkom z jednoczesnem wskazaniem nabywcy“.

Belgijczycy uważają za kotły niskoprężne tylko takie kotły w których ciśnienie pary nie przekracza 0,25 atm., przyczem zamiast zaworu bezpieczeństwa ustawia się rurę odkrytą zanurzoną w wodnej przestrzeni kotła i wznoszącą się ponad normalnym poziomem wody na wysokość 2500 m/m. Przekrój rury powinien być obliczony w ten sposób, aby na każdy m² powierzchni ogrzewalnej kotła przypadało 150 mm² prześwitu rury, która jednakowoż nie może być mniejszej średnicy od 38 m/m.

Najwięcej charakterystyczna w przytoczonych przepisach francuskich i belgijskich jest wysokość dopuszczalnego ciśnienia dla kotłów niskoprężnych, która w zestawieniu z normami stosowanemi w innych Państwach przedstawia się jak następuje:

Finlandja	1 atm.
Rosja, Polska, Niemcy . . .	0,5 „
Francja	0,3 „
Belgja	0,25 „

Najlepiej opracowany — może dlatego, że najlepiej mi znany — jest dział kotłów niskoprężnych przez Niemców. Jak wiadomo, przepisy, ogólno-niemieckie o urządzeniach ochronnych dla kotłów niskoprężnych wymagają, aby przekrój rury bezpieczeństwa wynosił 350 *mm*² na każdy *m*² powierzchni ogrzewalnej kotła. Każde z Państw Związkowych ma prawo w tej kwestji decydować samodzielnie.

W dwuch wyżej podanych tablicach (rys. 1) zestawione są dane co do średnic rur ochronnych w rozmaitych Państwach Europy.

Umieszczone w tablicy 1. dane co do norm rosyjskich nastręczają pewną wątpliwość. Stanowiąc bowiem co do wymiarów rur ochronnych ścisłą kopję przepisów niemieckich, są jednak jak gdyby przesunięte o jedno miejsce co do powierzchni ogrzewalnej w porównaniu z przepisami niemieckiemi, gdyż pozycyj dla przekrojów rur jest tylko 11. Należy wnioskować, iż przepuszczono kotły o powierzchni ogrzewalnej 1 *m*².

W praktycznem wykonaniu wszystkie znane mi niemieckie urządzenia ochronne, tak zagadkowo opisywane we wszystkich przepisach, sprowadzają się do rury łączącej przestrzeń parową kotła z atmosferą i z zamkniętym zatworem — syfonem wodnym (Wasserverschluss, Wassersack, wodianoj zatwor).

Na załączonych wyżej rysunkach uwidocznione są najczęściej używane urządzenia ochronne kotłów niskoprężnych przyczem jak to widać zawsze główną rolę odgrywa zatwór—syfon wodny.

Przy wejściu więc do kotłowni parowej niskoprężnej należy zawsze i przedewszystkiem szukać zatworu—syfonu wodnego i rozumie się zbadać, czy jest on odkryty względnie czy wyjście jego nie może zamarzać.

Ponieważ prawie wszystkie kotły niskoprężne (o ile chodzi o nasze warunki zaopatrzone są również w miarkowniki spalania, przeto należy być ostrożnym, aby miarkownika nie przyjąć za bezpiecznik, gdyż najlepsze miarkowniki dopływu powietrza pod ruszty są oparte również na podnoszeniu się w rurach słupa wody przy wzroście ciśnienia pary w kotle i wyglądem swym zdradliwie są podobne do zaworów syfonów wodnych, służących za bezpieczniki kotłów niskoprężnych.

Na podstawie wyżej wyłożonego sądzę, iż sprawę kotłów niskoprężnych można uregulować w sposób prawny jak następuje:

1) punkt „a“ przepisów ministerjalnych pozostawić li tylko jako anachronizm istniejący i w przepisach innych Państw i

2) punkt „b“ zmienić co do treści w następujący sposób: „Takie kotły w których urządzenia ochronne składają się z połączonej z parową przedstrzenią kotła rury otwartej w formie syfonu—zatworu wodnego, którego oba ramiona przy zupełnem napełnieniu wodą w sumie wynoszą nie więcej niż 5 metrów wysokości. Przekrój rury powinien odpowiadać powierzchni ogrzewalnej kotła według tablicy liczbowej“.

SPROSTOWANIA.

W zeszycie 6-tym *Techniki Cieplnej* z dnia 3-go czerwca 1924 roku sprostować należy następujące błędy i niedokładności korekty i druku.

1. w artykule inż. *K. Smolagi*

str.	łam	wiersz	wydrukowano	powinno byp
47	lewy	15 d.	P_1	p_1
47	lewy	14 d.	P_2	p_2
47	lewy	11 d.	$\delta i_1 - i_2$	$i_1 - i_2$
47	lewy	9 d.	$(i_1 - i_2)$	$\alpha (i_1 - i_2)$
47	prawy	3 g.	ω_1	w_1
47	prawy	5 g.	ω_2	w_2
48	lewy	7 d.	ω_1	w_1
48	lewy	5 d.	ω_2	w_2
48	prawy	12 d.	o 15 kg.	o 1,5 kg.

2. w artykule inż. *F. Bąkowskiego*

str.	łam	wiersz	wydrukowano	powinno byp
51	lewy	24 g.	$\varphi(\eta)$	$\varphi(\vartheta)$
51	lewy	11 d.	dodać:	$m = 1,86$

Drukowane sprawozdanie Stowarzyszenia Warszawskiego za rok 1923 wysyła na żądanie Biuro Zarządu Stowarzyszenia (Warszawa, Chmielna 2), po cenie zł. 1,80 za egzemplarz.

Komunikaty Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Streszczenie protokółu 6-go Walnego Zgromadzenia Delegatów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

6-te Walne Zgromadzenie Delegatów Stowarzyszenia odbyło się w dniu 13 czerwca 1924 r. w lokalu Zarządu Stowarzyszenia w Warszawie (Chmielna 2). Początek zebrania o godz. 10½ przed południem.

Prezes Rady Nadzorczej p. O. Saenger zagaił posiedzenie i wspomniał o śmierci delegata na Walne Zgromadzenie ś. p. inż. Michała Łopuskiego, inżynierów Stowarzyszenia ś. p. Zygmunta Porzezińskiego i ś. p. Tadeusza Januszkowskiego, oraz długoletniego kierownika biura Stowarzyszenia ś. p. Michała Jeleńskiego. Pamięć zmarłych Walne Zgromadzenie uczciło przez powstanie.

Następnie p. Saenger zaproponował wybór na przewodniczącego Zebrania profesora E. Chromińskiego, oraz na sekretarza inż. W. Schrammego, co Walne Zgromadzenie zaakceptowało jednomyślnie.

Prof. E. Chromiński, dziękując Walnemu Zgromadzeniu za wybór, stwierdził, że Zebranie na mocy § 30 statutu jest prawomocne i do rozpatrywania zmiany statutu, ponieważ jest obecnych na Zebraniu więcej, niż 1/10 wszystkich delegatów Stowarzyszenia. Następnie odczytał porządek dzienny Walnego Zgromadzenia Delegatów który został zatwierdzony.

1) Sekretarz inż. W. Schramme odczytał protokół Walnego Zgromadzenia Delegatów Stowarzyszenia w dniu 10-XI-1923, który zatwierdzono.

2) Rozpatrzono rachunek zysków i strat, oraz bilans za 1923 rok. Członek Komisji Rewizyjnej, p. H. Martens, odczytał protokół Komisji Rewizyjnej. Bilans zatwierdzono, przewyżkę dochodów nad wydatkami w sumie Mkp. 494,058,336,42 postanowiono przenieść na 1924 r., oraz podziękowano Komisji Rewizyjnej za jej pracę.

3) Rozpatrzono sprawozdanie techniczne za rok 1923 i zatwierdzono.

4) Stosownie do § 38 statutu wybrano siedmiu członków Rady Nadzorczej Stowarzyszenia na miejsce ustępujących. Wybrani zostali przez głosowanie kartkami: Bieliński Stanisław, Łempicki Jerzy, Michelis Bronisław, Szaynok Władysław, Tomicki Józef, Wagner Edward, Wierzbicki Andrzej.

5) Stosownie do § 51 statutu wybrano trzech członków Komisji Rewizyjnej. Wybrani zostali przez głosowanie kartkami: Lisowski Maksymiljan, Martens Henryk, Orłowski Lucjan.

6) W sprawie wynagrodzenia i djet delegatów na Walne Zgromadzenie, członków Rady Nadzorczej, Zarządu i Komisji Rewizyjnej uchwalono jednomyślnie następujący wniosek: „delegaci na Walne Zgromadzenie, zamieszkali poza Warszawą, biorący udział w Walnem Zgromadzeniu, otrzymują zwrot kosztów podróży, oraz po 15 złotych djet na dobę. Członkowie Rady Nadzorczej i Zarządu, biorący udział w posiedzeniu Rady, względnie Zarządu, otrzymują zwrot kosztów podróży i po 15 złotych djet na dobę, oraz po 10 złotych za udział w posiedzeniu. Członkowie Komisji Rewizyjnej otrzymują za każdorazowe przeprowadzenie rewizji po 25 złotych".

7) W sprawie opłat za kotły, których nieczynność zgłoszono po I-m stycznia każdego roku (§ 2 Rozp. Min. Przem. i Handlu z dn. 2-XII-1921 r. D. U. R. P. № 103, poz. 746) Walne Zgromadzenie Delegatów uchwaliło jednomyślnie następujący wniosek: „za kotły, które zgłoszono, jako nieczynne, po I-m stycznia każdego roku, winna być zapłacona za cały rok składka; reklamacji nie należy uwzględniać".

8) W sprawie godeł kotłowych Walne Zgromadzenie Delegatów uchwaliło jednomyślnie następujący wniosek: „tabliczki kotłowe, zawierające nazwę Stowarzyszenia i numer urzędowy kotła, należy umieszczać na kotłach na koszt użytkującego kocioł".

9) W sprawie zmian niektórych paragrafów statutu Walne Zgromadzenie Delegatów uchwaliło jednomyślnie następujący wniosek: 1) § 16 statutu p. *a* zmienić następująco: „Stowarzyszenie jest obowiązane: *a*) na żądanie członków do jednorazowego sprawdzenia każdego kotła w ciągu roku". 2) § 35 statutu zmienić następująco: „Walne Zgromadzenie otwiera prezes lub vice-prezes lub członek Rady Nadzorczej Stowarzyszenia poczem" i t. d. 3) § 20 statutu—drugi ustęp zmienić następująco: „Zgromadzenie Okręgowe zwołuje Zarząd Stowarzyszenia, otwiera i przewodniczy członek Rady Nadzorczej w myśl § 24 statutu. Zebranie wybiera sekretarza".

Walne Zgromadzenie Delegatów upoważnia Zarząd Stowarzyszenia do przedstawienia wniosku powyższego Ministerstwu Przemysłu i Handlu do zatwierdzenia.

10) p. prof. Chrzanowski zdaje sprawozdanie o staraniach w sprawie utworzenia Komitetu Cieplnego i Komisji Kotłowej.

Delegat Min. Przem. i Handlu, inż. Parniewski, komunikuje, że na I-em Zebraniu Komitetu Technicznego w Ministerstwie Przem. i Handlu w dniu 14 czerwca 1924 r. będzie poruszona sprawa Komisji Kotłowej i twierdzi, że niema podstawy prawnej tworzenia oddzielnej Komisji Kotłowej.

p. Saenger proponuje, ażeby kontynuować starania o utworzeniu Komisji Kotłowej, której opinja miałaby być decydująca, na co Walne Zgromadzenie Delegatów zgodziło się jednomyślnie.

11) Prof. Chrzanowski składa sprawozdanie z działalności Stowarzyszenia za czas od I-go stycznia 1924 r. do 1 maja 1924 r. Ostra zima tegoroczna nie pozwoliła rewidować kotłów, obecnie inżynierowie są przeciążeni. Kursy dla palaczy rozwijają się b. pomyślnie. W przyszłym roku projektowane jest przyjęcie drugiego instruktora opałowego. Są trudności przy szkoleniu palaczy analfabetów. Ekspertyz technicznych zrobiono dużo w Okręgu Warszawskim, w Okręgu Łódzkim mniej, ponieważ inżynier Okręgowy p. R. Biedrzycki uległ nieszczęśliwemu wypadkowi i nie mógł bezpośrednio zajmować się ekspertyzami. Inż. Dąbrowski przeprowadza projekty przebudowy cukrowni przeważnie na terenie działalności Poznańskiego Stowarzyszenia Kotłowego po uprzedniem uzyskaniu zgody od tegoż Stowarzyszenia. Również dokonano szeregu ekspertyz w młynach, które będą jeszcze uzupełnione, a wyniki tych badań będą ogłoszone w Technice Cieplnej.

Zaangażowany dla Instytutu Termicznego w Borysławiu inż., p. Wójcicki, opracował projekt kursów dla palaczy w Borysławiu. Od I-go lipca r. b. organ Stowarzyszenia „Technika Cieplna" będzie miał okładkę kolorową z ogłoszeniami. Od przyszłego roku projektowane jest wydawanie Techniki Cieplnej jako oddzielnego organu Stowarzyszenia. Jest to największe wydawnictwo techniczne w Kraju. Materjału do umieszczenia w T. C. jest dużo.

Prowadzone są z Magistratem m. stoł. Warszawy pertraktacje w sprawie objęcia dozoru nad dźwigami. Zasadniczo Walne Zgromadzenie zgadza się na przejęcie dozoru nad dźwigami przez Stowarzyszenie z tem jednakże zastrzeżeniem, ażeby koszty utrzymania personelu obsługującego dźwigi i odnośne koszty administracyjne, pokrywały się składkami. Punkt 6 umowy z Magistratem m. stoł. Warszawy o odpowiedzialności Stowarzyszenia za dozór nad dźwigami jest nie do przyjęcia. Prof. Chrzanowski zaznacza, że dozór nad dźwigami i urządzeniami elektrycznemi przynosi zagranicą deficyt.

Stan finansowy Stowarzyszenia nie jest świetny, zaległe składki wynoszą przeszło dwieście kilkadziesiąt tysięcy złot. Liczyć się należy z tem, że kilkudziesięciu tysięcy złotych ze składek nie wpłynie do Kasy Stowarzyszenia.

Dotychczas nie zostały zatwierdzone przez władze opłaty za dozór zlecony, a delegat Min. Przem. i Handlu, inż Parniewski, oświadcza, że nastąpi to w najbliższym czasie.

Sprawozdanie powyższe p. prezesa Zarządu przyjęto do wiadomości.

12) W sprawie upoważnienia Zarządu Stowarzyszenia do kupna i sprzedaży nieruchomości Walne Zgromadzenie Delegatów uchwaliło upoważnić Zarząd Stow. do działania na prawach Walnego Zgromadzenia Delegatów przy kupnie i sprzedaży nieruchomości dokonywanych na imię Stowarzyszenia w przeciągu roku 1924. Osoby upoważnione do podpisów aktów wybiera Zarząd Stowarzyszenia.

13) P. prof. Chrzanowski odczytał list pewnej firmy w Jaśle z dnia 10 kwietnia 1924 r. skierowany do Walnego Zgromadzenia Delegatów Stow. Firma nie wpłaciła w terminie dwumiesięcznym od wystawienia rachunku składki za 1923 r. Walne Zgromadzenie uchwaliło jednomyślnie: „reklamacji firmy nie należy uwzględniać, ponieważ nie zgadza się z uchwałą Walnego Zgromadzenia Delegatów z dnia 17-3-1923 r. w sprawie przewalutowania składek, która obowiązuje wszystkich członków Stowarzyszenia bez uprzedniego zawiadomienia".

P. Nuzikowski w imieniu Izby Pracodawców w Borysławiu proponuje:

1) Obciążyć większą składką kotły ponad 100 mtr² pow. ogrz. w stosunku prostym, a odpowiednio do uzyskanej nadwyżki zredukować opłaty składek od kotłów o powierzchniach mniejszych.

Walne Zgromadzenie upoważniło jednomyślnie Zarząd Stow. do rozważenia powyższej propozycji przy układaniu budżetu na 1925 rok.

2) Pobierać opłaty od kotłów za roczny czasokres efektywnej czynności kotła, a nie za okres kalendarzowy. Walne Zgromadzenie, opierając się na § 2 Rozp. Min. Przem. i Handlu z dn. 2.XII. 1921 r. uchwaliło jednomyślnie, że wniosek powyższy jest nie do przyjęcia.

3) Za kotły przenośne uważać wszystkie kotły na kołach bez obmurowania i nie na murowanym fundamencie bez względu na to, czy są umieszczone w budynku, czy też pracują na wolnem powietrzu. Walne Zgromadzenie uważa jednomyślnie ten wniosek za słuszny i uchwala przekazać tą sprawę Zarządowi Stowarzyszenia z tem, aby zwrócił się do Min. Przem. i Handlu o zatwierdzenie wniosku Izby Pracodawców w Borysławiu.

14) W sprawie Kasy Przezorności Pracowników Stowarzyszenia Walne Zgromadzenie uchwaliło upoważnić Radę Nadzorczą do działania na prawach Walnego Zgromadzenia w sprawie funduszów przelanych, względnie przelewanych, na rachunek przezornościowy i w sprawie założenia Kasy Przezorności dla pracowników Stow.

Na tem posiedzenie zakończono.

Przewodniczący Posiedzenia: (—) prof. E Chromiński.
Sekretarz: (—) inż. W. Schramme.

Wydawca: Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce *Redaktor:* Inż. techn. Jan Komarnicki
Redaktor przyjmuje w piątki pomiędzy godziną 18-tą a 20 tą
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Księgarnia Techniczna, Warszawa, Fredry 2. m. 1. Tel. 147
PRENUMERATA KWARTALNA: Zł. 3. Pojedyńczy zeszyt Zł. 1. CENY OGŁOSZEŃ: 1/1 str. Zł. 120, 1/2 str. 70, 1/4 str. Zł. 40, 1/8 str. Zł. 25
WKŁADKI: Zł. 10 od 1000 egzemplarzy. DOPŁATY: 50 % na pierwszej i ostatniej stronie okładki.